



轴流转叶式 水轮机运行与检修

富春江水力发电厂
西津水力发电厂
华东水利学院河川系

05
电力工业出版社

轴流转叶式 水轮机运行与检修

富春江水力发电厂
西津水力发电厂
华东水利学院河川系

电力工业出版社

2135/0

前 言

建国三十年来，在党的领导下，我国水电建设事业得到迅速发展，取得了很大成就。为了充分利用水力资源，根据全面规划，在许多地区修建了装有轴流转叶式水轮机的水电站，为加速水电建设、总结交流各水电厂运行与检修方面的经验，在电力工业部生产司主持下，组织编写了《轴流转叶式水轮机运行与检修》一书，供水电厂水轮机运行与检修技术人员、工人及设计、制造人员阅读，亦可供大、中专院校有关专业师生教学参考。

本书由汪川源、刘守文、刘大恺、郑本椿等同志参加编写，并经何尹同志审阅。在编写过程中，得到许多水电厂、学校及其他单位的领导、工程技术人员和工人的热情帮助和支持，提供了不少宝贵经验和资料，在此一并表示感谢。

由于我们水平有限，书中缺点错误一定不少，恳切希望读者批评指正。

编 者

一九八〇年二月

目 录

前 言

第一章	概论	1
第一节	轴流转叶式水轮机概述	1
第二节	轴流转叶式水轮机的工作原理	6
第三节	轴流转叶式水轮机型号及型谱	18
第二章	轴流转叶式水轮机结构及作用	20
第一节	概述	20
第二节	轴流转叶式水轮机引水部件	21
第三节	轴流转叶式水轮机导水机构	25
第四节	轴流转叶式水轮机的转轮	38
第五节	轴流转叶式水轮机的主轴与受油器	47
第六节	轴流转叶式的转轮室和尾水管	50
第七节	轴流转叶式水轮机的导轴承及密封	52
第三章	轴流转叶式水轮机的运行	63
第一节	概述	63
第二节	水轮机的起动	71
第三节	运行工况	76
第四节	水轮机运行中的维护	81
第五节	机组运行中一般故障及事故处理	84
第六节	水轮机检修时的安全措施	95
第四章	轴流转叶式水轮机的检修	98
第一节	检修总则	98
第二节	转轮检修	104

第三节	转轮及过流部件的补焊	116
第四节	转轮叶片密封装置检修	124
第五节	主轴法兰的分解与联接	134
第六节	水轮机导轴承检修	140
第七节	导水机构检修	152
第八节	转轮静平衡	158
第九节	受油器检修	164
第十节	轴流转叶式水轮机检修质量标准与技术要求	167

第一章 概 论

第一节 轴流转叶式水轮机概述

轴流式水轮机是反击式水轮机中的一种机型。它通常适用于3~50米的中、低水头水电站。它与混流式水轮机相比，轴流式水轮机转轮的叶片数较少，一般只有4~8片。水流在转轮中流动的方向是和水轮机主轴平行的，所以，称它为轴流式水轮机。轴流式水轮机的直径是以转轮标称直径来确定的。它和同样直径转轮的混流式水轮机比较，有着较大的过流面积。如果在同样的水头下工作，轴流式水轮机有着较大的过流量。同时，叶型结构的布置使这种水轮机在同样水头下工作，转数将比混流式要高。在同样水头同样出力下如果采用轴流式水轮机，将比采用混流式水轮机发电机有机组尺寸小、转数高的特点。由于轴流式水轮机转轮叶片数目少，而且呈悬臂结构型式，叶片根部的应力强度远较混流式转轮叶片大。另外，由于汽蚀现象的限制，使得轴流式水轮机的使用限制在一定的水头范围内。超过一定范围的水头，从经济性和可能性考虑，采用轴流式水轮机就不再是有利的了。

轴流式水轮机有两种主要类型，一种是定叶式，一种是转叶式。定叶式水轮机在运行时，叶片角度不能改变，这种水轮机的结构简单，制造方便。它在水头和出力变化的情况下，适应能力差。当机组运行偏离了设计工况时，水轮机效率下降得较快。根据这个特点，轴流式定叶式水轮机大都应

用于水头变化不大的电站上，或者应用于小型机组上。如水头在10米以下，直径在1.4米以下的范围内，采用定叶式机组较为合适。本书主要讲述转叶式水轮机。

轴流转叶式水轮机是针对定叶式水轮机不能适应运行工况改变的缺点而提出的。它的转轮叶片在运行中可以按照导水叶开度大小和水头变化而依一定的协联关系相应而转动，这样就保证机组在水头和出力变化比较大的范围内都具有较高的效率。由于转叶式水轮机的结构比定叶式复杂，制造工艺和造价都要高些（例如对大中型来说造价比定叶式高20%以上），但从性能上来考虑，它的优点是显著的。因此，对于大中型机组来说，几乎都采用转叶式水轮机。

轴流转叶式水轮机，如图1-1所示，可分为引水部件、导水部件、工作部件、受油器、导轴承和泄水部件等。

引水部件，包括蜗壳和座环，作用是将来自进水口的水流沿圆周均匀地引向水轮机导叶。导水机构包括导叶、上盖、底环、调节导叶开度的接力器、控制环等传动机构。导水机构的作用是随着负荷的变化或水头的变化，调节水轮机的进水量，改变水轮机的出力，在正常停机或事故停机时，起截断水流的作用。工作部件包括转轮和主轴。转轮是将水的能量转变为机械能的部件。转叶式水轮机的叶片是在水轮机工作时可随时改变位置的。在转轮体内部设有使叶片转动的传动机构。主轴是将水轮机的机械转动能量传递给发电机的部件。受油器是将压油装置中的压力油，经过主轴内的油管输送到转轮内使叶片转动的部件。导轴承也是水轮机的一个重要部分。转轮室和尾水管是将水流导向下游的泄水部件。尾水管主要是将流出转轮的水流动能和位能回收一部分，使水轮机的总效率提高。

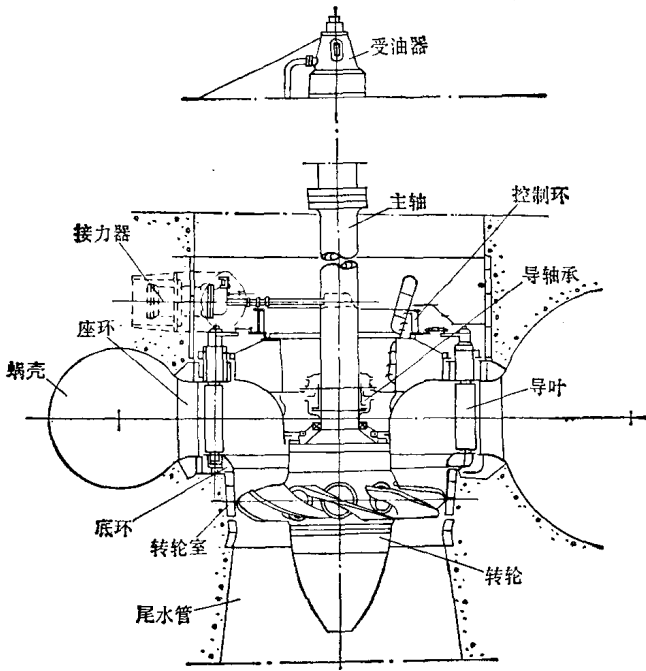


图 1-1 轴流转叶式水轮机

上述轴流转叶式的几大部件将在第二章作较详细的阐述。

水轮机工作参数是表明水轮机对水流能量利用的特性值，基本的工作参数可有下面几个量。水轮机工作水头见图 1-2 所示。

水电站的毛水头是 $B-B$ 断面与 $K-K$ 断面的能量差，以 H_M 代表。由于两断面的速度水头差较小，可以忽略不计。所以，两断面的水位差称为装置水头 (H_z)。水轮机的工作水头 (H) 是水轮机进口处 $E-E$ 断面和尾水渠 $K-K$ 断面

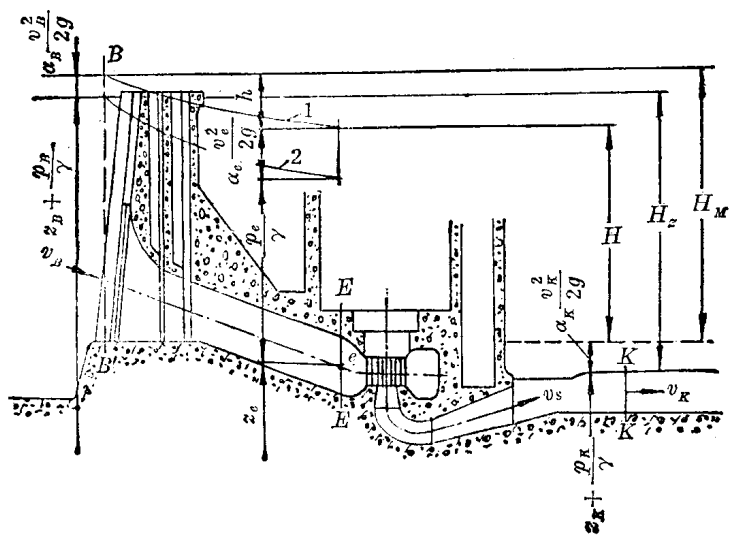


图 1-2 水轮机工作水头图

之间的单位能差。

$$H = \frac{p_e - p_K}{\gamma} + z_e - z_K + \frac{\alpha_e v_e^2 - \alpha_K v_K^2}{2g} \quad (1-1)$$

- 式中 p_e ——水轮机进口处断面压力；
 p_K ——水轮机出口处断面压力；
 γ ——水的比重；
 z_e ——水轮机进口断面中心高程；
 z_K ——水轮机出口断面中心高程；
 α_e 、 α_K ——断面流速不均匀系数；
 v_e ——水轮机进口断面平均流速；
 v_K ——水轮机出口断面平均流速；
 g ——重力加速度。

设计水头为水轮机发出额定轴功率的最小水头。

水轮机设计流量为水轮机在设计水头时达到额定功率所需的流量称为设计流量。

水轮机的标称直径 (D_1) 为转轮室与叶片轴心线相交处的转轮室内径, 见图1-3。

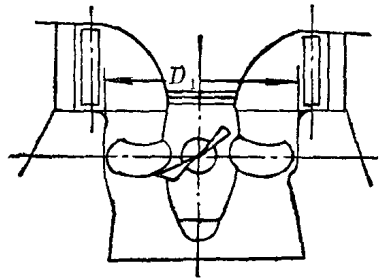


图 1-3 水轮机的标称直径

水轮机转速 (n) 为水轮机每分钟内的转数, 与发电机直接联接的大中型水轮机其转速取与水轮机最优转速相近的发电机同步转速。对于频率 (f) 为 50 周/秒的发电机, 其同步转速 (n) 和发电机磁极对数 (p) 的关系为:

$$n = \frac{60f}{p} \quad (1-2)$$

大中型水轮发电机同期转速推荐值如表1-1。

表 1-1 发电机同期转速推荐值

极对数	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
同期转速	1000	750	600	500	428.6	375	333	300	273	250
极对数	14	15	16	18	20	22	24	28	30	32
同期转速	214	200	187.5	166.7	150	136	125	107	100	93.8
极对数	34	36	38	40	42	44	48	52		
同期转速	88.2	83.3	79	75	71.5	68.2	62.5	57.7		

水轮机的轴功率 (N_T) 为:

$$N_T = \frac{\gamma Q H}{102} \eta_T \text{ (千瓦) 或}$$

$$N_T = 9.81 H Q \eta_T \text{ (千瓦)} \quad (1-3)$$

式中 η_T ——水轮机的效率 (%) ;

Q ——水轮机的流量。

水轮机的比转速 (n_s) 是水轮机的重要综合参数。表示式为:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H^{5/4}} \quad (1-4)$$

当工作水头 (H) 为 1 米, 发出功率 (N) 为 1 马力时水轮机所具有的转速称为比转速。

第二节 轴流转叶式水轮机的工作原理

水流在水轮机中的运动是自上游经过引水管道流入蜗壳, 再由蜗壳的进口流向尾端的过程中均匀地沿周向进入导叶, 导叶的工作位置和切向成一定角度, 这样水流就成旋转的状态流向转轮。水流在水轮机中的运动见图 1-4。水流自导叶流出后, 一方面旋转, 一方面由径向转为轴向 (和主轴平行)。这时可以认为水流在转轮区域内的径向流速几乎等于零, 只有周向流速和轴向流速。也就是可以分成许多圆柱层来讨论。水流的能量 (压能和动能) 转换为水轮机的机械能, 主要是通过水轮机的转轮来实现的。水轮机的基本方程可以用水力学中动量矩定理导出, 也可以用相对运动的伯努利方程导出。下面用相对运动的伯努利方程进行推导基本方程式。

从水力学知道, 对于旋转转轮进出口水流可写出一束流

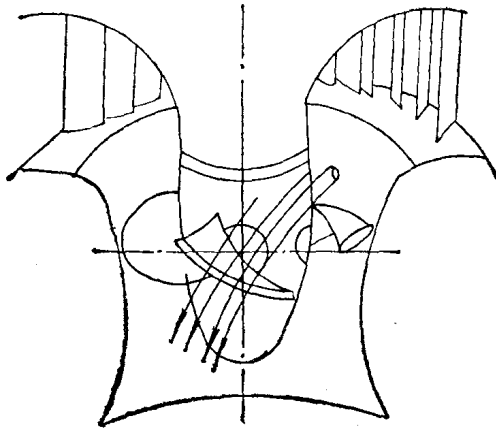


图 1-4 水流在水轮机中的运动

体的相对运动的伯努利方程式:

$$\begin{aligned}
 z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \\
 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_w
 \end{aligned} \quad (1-5)$$

式中 z_1 、 z_2 ——转轮进、出口流体对某量测基准面的高程;

p_1 、 p_2 ——转轮进、出口流体的压力;

w_1 、 w_2 ——转轮进、出口水流的相对速度;

u_1 、 u_2 ——转轮进、出口的圆周速度;

h_w ——表示这一流束在转轮运动过程中的损失。

由物理学中可知,对流动过程中在一点,由于有转轮旋转,又有水流的流动。该点绝对流速可由相对运动(水对转轮叶片)和牵连运动(转轮的旋转运动)来合成。组成速度三角形,见图1-5所示。

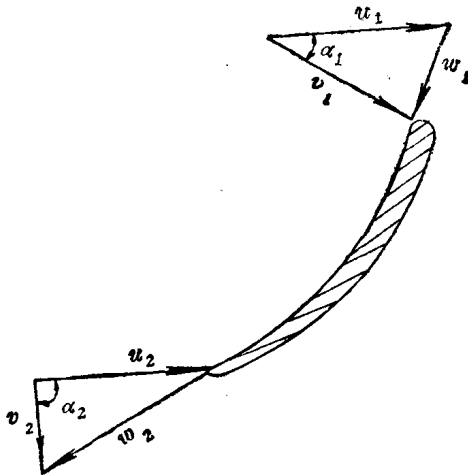


图 1-5 速度三角形

另一方面，转轮进出口的单位能量差，应该等于作用在水轮机上的单位能量；或作用于水轮机的有效水头（ H_e ），应等于转轮进、出口的单位能量差，再减去转轮内的水力损失。

$$H_e = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - h_w \quad (1-6)$$

式中 v_1 、 v_2 ——转轮进、出口水流绝对速度。

将（1-5）式和（1-6）式相加可得：

$$H_e = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-7)$$

从图1-5的速度三角形关系中：

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2u_1v_1\cos\alpha_1 \quad (1-8)$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2u_2v_2\cos\alpha_2 \quad (1-9)$$

将（1-9）-（1-8）式得：

$$w_2^2 - w_1^2 = (v_2^2 - v_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + 2(u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \quad (1-10)$$

将(1-10)式代入(1-7)式得:

$$H_e = \frac{u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}}{g} \quad (1-11)$$

如果将上述流束扩大到全液流, 近似地认为上式中的各项值即为各微小流束的平均值, 同时有效水头和工作水头中的关系为:

$$H_e = H \eta_s \quad (1-12)$$

式中 η_s —— 为水轮机水力效率。

将(1-12)式代入(1-11)式得:

$$H \eta_s g = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2} \quad (1-13)$$

公式(1-13)就是水轮机工作基本方程式, 它建立了水的比能(H)和水轮机转速及水流速度之间的关系。这个公式也叫做水轮机的欧拉方程。

在轴流式水轮机中, 使用方程式(1-13)时, 其中的 H 可用水轮机的有效水头代入, 水力效率 η_s 可以认为在0.85~0.9之间, 右边的各速度值按前述理论的推演, 可取某一圆柱层中流速上的数值, 这时, 由于在同一圆柱层内, 叶片进出口处的圆周速度应相等 $u_1 = u_2 = u = \frac{\pi n r}{30}$ 。 r 为任意讨论圆周的半径。与此对应水流速度在圆周方向上的投影 v_{u1} 和 v_{u2} 也必须是取在同一半径 r 的圆柱层上之值。这样就可以将轴流式水轮机某一断面转轮叶片的速度三角形画成如图1-6所示。

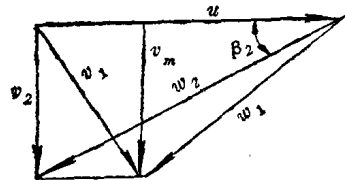


图 1-6 转轮叶片速度三角形

轴流式水轮机的叶片可以认为是许多流动的圆柱单元层组成的。每个单元层流动都应符合公式(1-13)，都有着自己的进出口速度三角形。根据实践证明，在轴流式水轮机中，水流的轴向流速 v_m （这速度乘以过流的面积就是流量）在各圆柱层内几乎是相等的。叶片每个断面出口速度三角形中绝对速度 v_2 在设计工况时是保持近于轴向方向，即 $v_{u2} \approx 0$ 。这样，可以遵循基本方程的叶片各断面的速度三角形看出，越靠近转轮叶片外缘，由于半径增加，圆周速度 u 也加大，而 v_2 的方向和大小均变化不大，从而相对速度与圆周方向交角 β_2 也越小。叶型的安放位置是近似的沿着相对速度 w_2 方向的。这也就是轴流式叶片外缘端部和内缘根部成一个夹角。也就是整个轴流式水轮机叶片成一个扭曲面的原因。

轴流转叶式水轮机的运行工况及特性曲线，对于任何电厂水机运行人员，了解水流在转轮中的工作过程，从而掌握其特性是十分重要的。前面推导水轮机基本方程式时，曾经引入了水流在转轮中的损失 h_{10} 和水力效率 η_s 。但是没有谈到损失和效率究竟占多少，和与哪些因素有关。基本方程式只是说明扣除损失后的有效水头和运动速度的关系。它不能阐明损失的多少和效率的高低。转轮中的损失和水流的工作状况有关。完全可以应用观察转轮范围内水流圆柱层，叶型断面上水流速度三角形的方法来研究流动状况。这里引入水轮机最优工作工况的概念。所谓最优工况就是在这种工况下，水轮机的损失最小。从水流流动上看，这就需要满足两个条件。第一，水流流出导叶后进入转轮叶片时，要沿叶片切向进口，也就是进口速度三角形的相对速度方向要和叶型进口处的骨线相切。这样水流在进入转轮叶片工作区时就不会产生撞击，叶片的头部区域内水流也不会产生脱流。损失就比

较小（见图1-7）。第二，水流要法向出口。所谓法向出口就是转轮出口的绝对流速 v_2 的方向与圆周流速 u_2 相垂直。即 $\alpha_2 = 90^\circ$ ，此时 v_2 的切向分量 $v_{u2} = 0$ ， v_2 为最小，出口的能量损失 $\frac{v_2^2}{2g}$ 为最小。切向进口和法向出口图，见图1-7所示。

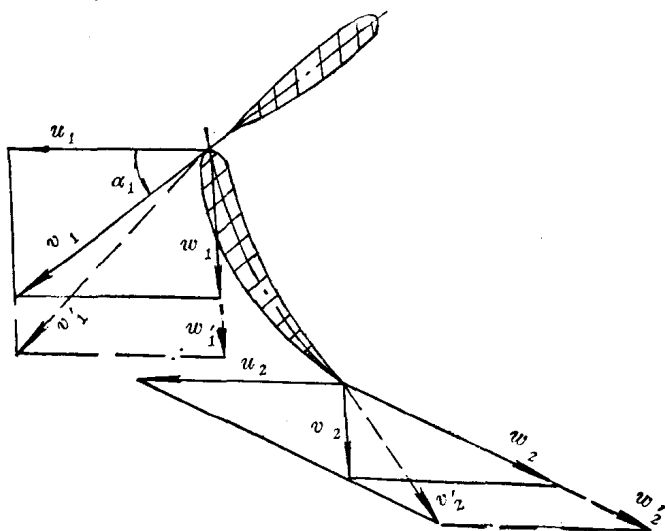


图 1-7 切向进口和法向出口图

同时，出口后水流无旋转的流进尾水管，尾水管中摩擦损失也最小。这种切向无撞击进口和法向出口的运行工况就叫做最优工况。在设计水轮机时就按照这个工况进行计算，有时也叫做设计工况。对于某一水轮机只有一个水头值和流量值适应设计工况。实际上水轮机并不能只有一个工况下运行。除了转速由于电网频率固定的要求，由调速器保持转速恒定外，水头是随着水库水量多少的情况而变化的。流量也是随着水轮机所担负的负荷变化而改变的。无论水头的变化（水头和流速的平方成正比），或是开度的变化，都使得转轮进

口的速度三角形有变化。进口相对速度不再呈无撞击状态，或者撞击到叶片的正面（导叶开大，流量增加），或者撞击到叶片的背面（导叶关小，流量减少），造成了撞击水流损失。同时，出口也不再呈法向出口，这也增加了出口及尾水管中损失。为了使轴流式水轮机在非设计工况下也能具有较高的效率，可以将转轮叶片做成随工况不同而能调整位置的结构。随水头变化和导叶开度不同，转轮叶片采取不同的位置，来适应水流的方向，工况改变下水流情况见图1-8所示。

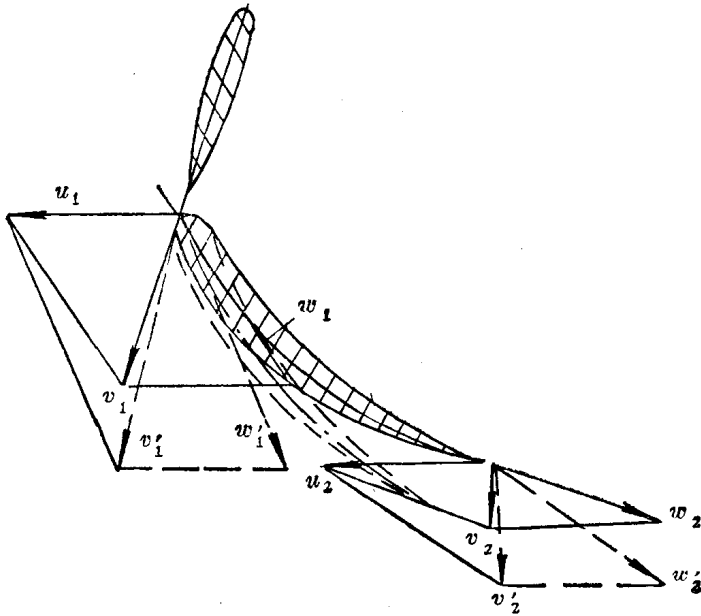


图 1-8 工况改变下水流情况

实线表示设计工况时的叶片位置和速度三角形。此时进出口保持了无撞击和法向出口的流动状态。当负荷增加，导叶开度增大因而流量增加时，速度三角形将改变如虚线所示。此时叶片旋转成虚线所示的位置，在新的工作条件下，转轮叶